



**République Algérienne Démocratique et
Populaire**



**Ministère de l'Enseignement Supérieure et
de la Recherche Scientifique**

UNIVERSITE D'EL-OUED

FACULTE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

LICENCE ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Spécialité : Génie mécanique

Option : Mécanique énergétique

Thème

***Analyse d'un bilan thermique pour
un Moteur diesel***

Réalisé par :

✓ *BENNADJI nourddine*

✓ *BERRAHMOUNE Mohammed*

✓ *NOUI Moussa*

Dirigé par :

Mr. ZEMMAR NABIL

présenté le : /06/2014

2013/2014

SOMMAIRE

Sommaire.....	i
Nomenclature.....	ii
Liste des figures.....	iii
Introduction générale.....	1

Chapitre 01 : Généralité sur les moteurs thermique

1.1 Histoire du moteur à combustion interne.....	2
1.2 Le principe de fonctionnement.....	3
1.3. Classification des moteurs diesel.....	3
1.3.1. Moteur diesel à injection directe.....	3
1.3.2. Moteur diesel à injection indirect.....	3
1.4. Constitutions du Moteur à 4 temps.....	4
1.4.1 Eléments mobiles du moteur diesel.....	5
1.4.2. Les éléments fixes du moteur.....	7

Chapitre 02: L'étude du cycle

2.1 Cycle théorique du moteur.....	8
2.2 Processus d'admission.....	12
2.3 Processus de compression.....	14
2.4 Processus de combustion.....	16
2.5 Processus de détente.....	18
2.6 Performance du moteur.....	20
2.6.1 Performance indiquées.....	20
2.6.2 Performance effectives.....	21
2.7 Tracé des cycles théoriques.....	22
2.7.1 Construction du diagramme PV du cycle.....	24

Chapitre 03: Bilan thermique

3.1 Calcul du bilan thermique.....	28
3.1.1 Quantité de chaleur produite par la combustion du combustible.....	30
3.1.2 Perte de chaleur avec les gaz d'échappement.....	31
3.1.3. Les pertes correspondantes à la combustion incomplète.....	32
3.1.4 Les pertes de chaleur dans le système de refroidissement.....	33
3.1.5 .La perte de la chaleur dans l'huile de graissage.....	34
3.1.6 Le terme résiduel.....	35
Conclusion générale.....	38
Références bibliographique.....	39

NOMENCLATURE

A-Lettres latines

T_a	La température en fin d'admission
P_a	la pression en fin d'admission
C_{p_a}	Coefficient expérimental
P_c	La pression en fin de compression
T_c	La température en fin de compression
L_0	La quantité d'air nécessaire théoriquement pour la combustion
T_z	la température en fin de combustion
X_z	Fraction de combustible brûlée jusqu'au point "Z"
P_z	Pression maximale de combustion.
N_i	Puissance indiquée
P_i	Pression moyenne indiquée
Z	nombre de tours du vilebrequin nécessaire pour accomplir un cycle complet du moteur
g_i	Consommation spécifique indiquée de combustible
N_e	Puissance effective
N_m	Puissance des pertes mécaniques
P_m	la pression des pertes mécaniques
C_m	Vitesse moyenne du piston
P_e	Pression effective
g_e	Consommation spécifique effective du combustible
N_{ec}	la puissance effective
P_{en}	la pression de la charge fraîche à l'entrée du cylindre
T_r	La température des gaz résiduels
P_r	La pression des gaz résiduels
T_{en}	La température de la charge fraîche à l'entrée du cylindre
T_b	la température en fin de détente
P_b	La pression en fin de détente
V_a	Le volume total du cylindre
V_x	volume de la charge fraîche au point x de la courbe du processus de compression
P_x	la pression de la charge fraîche au point x de la courbe du processus de compression
S	section du cylindre
$X(\varphi)$	Déplacement du piston
V_s	La cylindrée unitaire cm^3
V_z	Volume occupé par les gaz en fin de combustion
V_c	Volume de la chambre de combustion
V_b	Volume en fin de détente
N	le nombre de cylindre
I	le nombre de cylindre
n'_d	coefficient polytropique de détente
n_c	coefficient polytropique de compression
P_{ci}	Pouvoir calorifique inférieur

Q	Chaleur produite par la combustion du combustible
Q_e	Chaleur correspondante au travail utile
$Q_{gé}$	Perte de chaleur avec les gaz d'échappement
Q_{ci}	Perte de chaleur due à la combustion incomplète du combustible
Q_{ref}	Perte de chaleur dans le système de refroidissement
Q_h	Perte de chaleur dans l'huile de graissage
Q_r	Terme résiduel représentant les pertes dont il n'y a pas été tenu compte
G_s	La consommation totale de combustible
$Z_{gé}$	Quantité des gaz d'échappement
Z_{ch}	Quantité de la charge fraîche
M_{er}	Débit massique d'eau de refroidissement du moteur
C_{pmer}	Chaleur spécifique massique moyenne de l'eau
t'_{er}	Température de l'eau de refroidissement à l'entrée du moteur
t''_{er}	Température de l'eau de refroidissement à la sortie du moteur
V_{er}	Le débit volumique de la pompe à eau du moteur
Δt_{er}	L'augmentation de la température d'eau dans le moteur Diesel
M_{er}	Le débit massique de la pompe à eau
ρ_e	La densité de l'eau
t_m^{er}	La température moyenne de l'eau dans le moteur
t_{er}^m	La température de La chaleur spécifique massique moyenne à pression constante de l'eau
C_{pm}	La chaleur spécifique massique moyenne à pression constante de l'eau
M_h	Débit massique de l'huile
C_{pmh}	Chaleur spécifique moyenne de l'huile
t'_h	Température de l'huile à l'entrée du moteur
t''_h	Température de l'huile à la sortie du moteur
V_h	Le débita volumique de la pompe à huile de moteur
Δt_h	L'augmentation de la température d'huile dans le moteur DIESEL
ρ_h	La densité de l'huile
t_m^{er}	La température moyenne de l'huile dans le moteur.
t_h^m	La température deLa chaleur spécifique massique moyenne à pression constante de l'huile.
C_{pmh}	La chaleur spécifique massique moyenne à pression constante de l'huile.

B-Lettres Grecques

γ_r	Taux des gaz résiduels
η_v	Taux de remplissage.
E	Taux de compression
β_o	coefficient théorique de variation molaire
B	coefficient réel de variation molaire
ξ_z	coefficient d'utilisation de la chaleur entre les points "C" et "Z"
μC_{vmc}	chaleur spécifique moyenne molaire de la charge fraîche en fin du processus de compression,
μC_{vmz}	chaleur spécifique moyenne molaire des gaz brûlés en fin du processus de combustion
β_z	coefficient réel de variation molaire jusqu'au point « Z »
ξ_b	Coefficient total d'utilisation de la chaleur jusqu'au point "b"
μC_{vmb}	chaleur spécifique moyenne molaire des gaz brûlés en fin du processus de détente
δ	Taux de détente postérieur.
η_i	Rendement indiquée
η_m	Rendement mécanique
η_e	Rendement effectif
$\delta_N \%$	L'erreur relative admissible de calcul
μ_R	Le constant des gaz parfait
φ_d	coefficient de plénitude du diagramme
g_i	Consommation spécifique indiquée de combustible
g_e	Consommation spécifique effective du combustible
α	Coefficient d'excès d'air
$\mu C_{vmg \acute{e}}$	Chaleur spécifique moyenne molaire des gaz brûlés pour assurer la combustion complète

Liste des figures :

Fig.1-1: Coupe transversale d'un moteur Diesel.....	4
Fig.1-2 : piston.....	5
Fig.1-3: bielle.....	6
Fig.1-4: Vilebrequin.....	6
Fig.2-1: Cycle diesel.....	9
Fig.2-2: Cycle Mixte.....	11
Fig.2-3: Organigramme du calcul thermique.....	24
Fig.2-4: Diagramme P_V d'un moteur Diesel sans suralimentation.....	26
Fig.3-1: bilan thermique d'un moteur (schéma développé).....	29
Fig.3-2: Bilan thermique.....	36

.

INTRODUCTION GENERALE

De tout temps, l'homme a eu besoin de l'énergie pour se nourrir, se mouvoir. Celle-ci existe sous plusieurs formes. Aujourd'hui, la technologie permet d'en produire en grande quantité, en utilisant toutes les ressources possibles (fossiles, eau, vent, soleil...). À l'aube du XXIème siècle, l'énergie reste un enjeu majeur, tant au niveau politique, économique, scientifique qu'environnemental. Parmi les diverses propriétés des objets matériels, l'énergie est l'une des plus importantes, mais aussi l'une des plus abstraites car elle n'est pas directement tangible. Il semble parfois que l'énergie est perdue, mais l'énergie ni disparaîtra jamais ni se crée mais elle se transforme d'une forme à une autre au moyen d'une machine. Peut signifier la machine qui sert à transformer toute sorte d'énergie en énergie mécanique par «MOTEUR» lorsqu'une énergie thermique peut se transformer à une énergie mécanique à l'aide d'un moteur thermique, Les moteurs thermiques ont pour rôle de transformer l'énergie thermique à l'énergie mécanique. Ils sont encore appelés les moteurs à combustion qui sont généralement distingués en deux types :

- Les moteurs à combustion interne où le système est renouvelé à chaque cycle.
- Les moteurs à combustion externe où le système (air) est recyclé sans renouvellement.

L'énergie thermique du combustible introduit dans un moteur n'est transformée en travail utile que dans la proportion de 25 à 40 %. Le reste est perdu dans le système de refroidissement avec les gaz d'échappement.

La tâche essentielle consiste à comparer l'énergie produite sous forme de travail utile à l'énergie dépensée pendant la même durée sous forme de chaleur. Malgré leurs différences de nature. Les deux quantités d'énergie évidemment être exprimer par la même unité.

Ainsi le rapport de la première à la deuxième est le rendement théorique de l'installation de chaleur.

Le but de ce travail est d'analyser le bilan thermique d'un moteur diesel.

On a commencé notre étude par une brève description des moteurs thermiques.

Le deuxième chapitre est consacré à l'exposition de la méthode de calcul proposée par **V.GRENEVEISKY**.

Dans le troisième chapitre, on a établi un calcul détaillé d'un bilan thermique pour un moteur Diesel non suralimenté, on tenant compte tous les modes de consommation de chaleur.

Les résultats de calcul nous permettent de représenter les différentes pertes qui existent dans notre moteur ainsi d'apprécier la quantité du travail utile fournie par un moteur. A la fin on termine notre étude par une conclusion générale.

Chapitre I:

GENERALITE SUR LES MOTEURS THERMIQUE

1.1 Histoire du moteur à combustion interne :

En 1824 CARNOT énoncé le principe de fonctionnement d'un moteur a combustion interne avec préchauffage préalable de l'air, ce principe est a bas des moteur plus tard, beau de roches améliora plusieurs détails de conception de ce moteur.

En 1876 construire le premier moteur a gaz appliquant le principe de la combustion a volume constant.

L'ingénieur allemand Rudolf diesel se rapportant a la période de 1876-1900 les grand perfectionnement du moteur a combustion interne on été réaliser et on permis les améliorations ultérieur qui le portant a ses performances actuelles.

En 1924 le français Lucien augene inventant la pompe a injection en fit un moteur performant.

Les moteurs diesel fonctionnent habituellement au gasoil au fioul lourd ou aux huiles végétales ou minérales. il peuvent aussi bien être a deux temps (surtout sur les diesel de navires. Avec suralimentation par compresseur et injection pneumatique) qu'a quatre temps.

Les avantages de moteur diesel se sont encore accentués quand on a réussi a' construire des moteurs économiques, a fort compression et capable d'utiliser les produits pétrolier l'ord et bon marché.

les avantages de moteur diesel se sont encore accentués quand on a réussi a construire des moteurs économiques. a fort compression et capable d'utiliser les produits pétroliers l'ours et bon marché.

1.2. Le principe de fonctionnement:

Pendant l'admission, l'air pénètre dans le cylindre par la volute d'admission. Elle lui imprime un mouvement tourbillonnant très intense, créant un cyclone qui se poursuit pendant la compression.

En fin de compression, l'injecteur introduit le combustible dans la chambre sphérique du piston. Le jet très court est dirigé sur la paroi, et s'étale sur elle en un film mince. Les fines gouttelettes qui forment un brouillard autour de ce jet s'oxydent et amorcent la combustion.

Ce début de combustion s'effectuant avec une faible quantité de combustible, le cognement est éliminé. Le reste du combustible étalé en film mince s'évapore lentement, permettant aux vapeurs de se mélanger à l'air à l'air tourbillonnant.

1.3. Classification des moteurs diesel :

Les moteurs diesel sont classes en deux grandes familles:

- Moteur diesel a l'injection directe
- Moteur diesel a injection indirecte

1.3.1. Moteur diesel à injection directe :

L'injection pulvérise le carburant directement dans la chambre principale du cylindre :

Dans ce cas l'injection débouche directement dans la chambre de combustion

Ce type est caractérisé par:

- la pression d'injection est élevée
- la départ a froid est facilité
- simplicité de réalisation
- Moteur bruyant
- plus ralenti et a faible régime

1.3.2. Moteur diesel à injection indirect:

L'injection pulvérise le carburant dans une chambre ou a lien de début de la combustion et la solution plus répondeur pour les moteur a injection indirect est la chambre de turbulence notamment sur les véhicules légers (Peugeot , Renault , Citroën.....etc.)

Il existe plusieurs type de préchambres comme

- l'injection de précombustion
- l'injection a chambre de turbulence
- l'injection a réserve d'air ou cellule d'énergie

Ce type est caractérisé par :

- A pression d'injection moins élevée par rapport l'injection directe
- moteur moins bruyant
- A combustion plus rapide
- A régime de moteur est plus élevé

1.4. Constitutions du Moteur à 4 temps : On distingue dans un moteur des parties fixes et mobiles ainsi que des systèmes annexes.

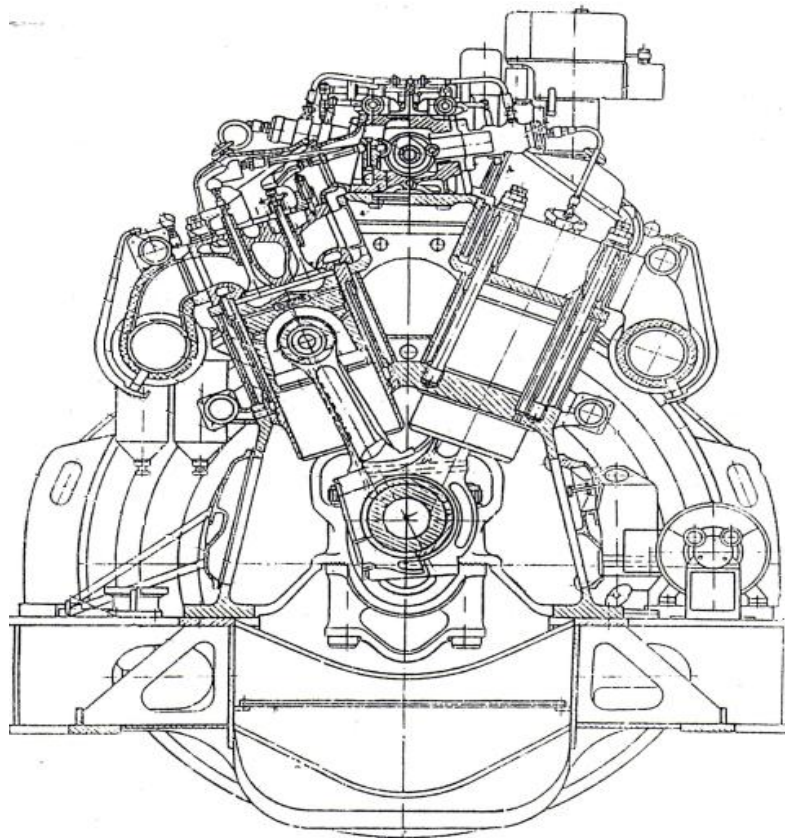


Fig.I-1: Coupe transversale d'un moteur Diesel

1.4.1 Eléments mobiles du moteur diesel:

Dans un moteur à piston alternatif, on transforme la poussée des gaz de la combustion, force unidirectionnelle, en mouvement circulaire d'un couple de force. Les pièces mécaniques chargées de cette transformation constituent les éléments mobiles du moteur : le piston, la bielle, le vilebrequin.

✓ *Le Piston:*

Le piston est l'organe qui, en se déplaçant dans le cylindre ou la chemise, transmet la poussée des gaz au vilebrequin par l'intermédiaire de la bielle.

Le piston supporte quatre sortes d'effort :

- Pression des gaz et température de l'explosion
- Réaction de l'axe de la bielle (axe de piston).
- Réaction de la paroi du cylindre.
- Force d'inertie.



Fig.I-2: piston

Il est en général moulé dans un matériau léger et d'une bonne conductibilité thermique comme les alliages d'aluminium.

La tête et le support d'axe, devant transmettre l'énergie mécanique, sont particulièrement renforcés.

Il se compose :

1. D'une tête ou culot dont le diamètre doit être inférieur à l'alésage du cylindre quelles que soient les dilatations.
2. L'étanchéité est assurée par des segments situés dans des gorges pratiquées sur le pourtour du piston.
3. La jupe doit assurer le guidage à froid comme à chaud avec un minimum de frottement.

✓ **La bielle :**

La bielle est la pièce mécanique dont une extrémité est liée au piston

par l'axe de piston et l'autre extrémité au maneton du vilebrequin.

Elle permet la transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu du vilebrequin.

➤ **Description de la bielle :**

Elle se compose de trois parties:

1.Le pied relié à l'axe du piston, soit généralement avec une bague bronze, emmanchée à force, soit dans certains cas avec une bague à aiguilles.



Fig.I-3: bielle

2.Le corps : est la partie comprise entre le pied et la tête.

Il est de section en forme de "H" ou "I" pour résister aux divers efforts de compression et de traction et pour éviter ainsi le flambage.

3 La tête : de bielle qui tourne sur le maneton du vilebrequin est coupée dans un plan perpendiculaire à l'axe de la bielle pour permettre la pose des coussinets et son montage sur le maneton du vilebrequin.

La partie inférieure qui vient coiffer le maneton est appelée chapeau. Ce dernier est généralement fixé par des boulons et des écrous auto-serrures. La coupe peut être droite ou oblique par rapport à l'axe de la bielle.

✓ **Vilebrequin**



Fig.I-4: Vilebrequin

Le vilebrequin est la manivelle qui reçoit la poussée de la bielle et fournit un mouvement rotatif à partir du mouvement alternatif du piston.

La force exercée par la bielle applique au vilebrequin un couple qui se retrouve au bout de celui-ci sous forme de couple moteur.

A l'une des extrémités du vilebrequin, le couple moteur est utilisé pour entraîner le véhicule.

A l'autre extrémité, une fraction du couple disponible est prélevée pour entraîner les auxiliaires du moteur : la distribution (arbre à cames, soupapes, etc.), le générateur électrique (dynamo ou alternateur), le compresseur de climatisation

1.4.2. Les éléments fixes du moteur :

Les partie fixe du moteur doit satisfaire aux conditions suivantes :

- 1 résister aux efforts mise en jeu pendant l'évaluation des gaz dans les cylindres.
 - 2 Assurer la rigidité nécessaire pour un guidage correct des aragnes mobiles.
 - 3 Protéger le personnel pondant le fonctionnement.
 - 4 Assures le transfert de chaleur des parois a l'agent de refroidissement.
 - 5 Protéger les aragnes intérieur du moteur contre les contraintes extérieures.
 - 6 Permettre le montage démontage et entretien.
 - 7 Autre aussi économique que possible.
- ✓ **Le bâti** est l'ensemble de partie fixe du moteur ; ce sont le type et la puissance du moteur; ainsi que les conditions d'utilisation et les moyens d'usinages que conditionnement la structures du bâti.

En générale un bâti ce compose partie fixe principale suivante :

- 1 Plaques de fondation (socle) .
 - 2 Carter d'huile (cuvette).
 - 3 Bloque cylindre.
 - 4 Culasse.
- Cache culasse ou cache culbuteur

Chapitre II

L'ETUDE DU CYCLE

2.1. Cycle théorique du moteur :

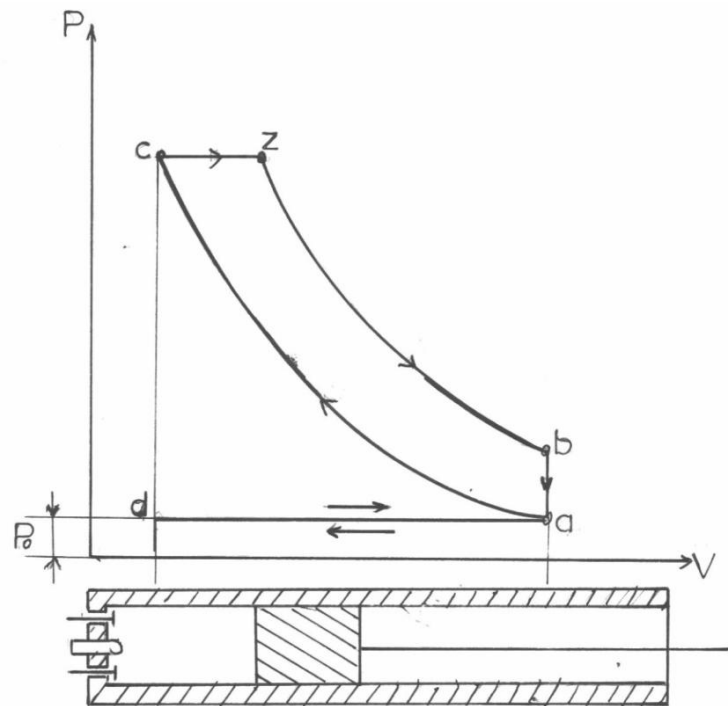
Le principe de cycle DIESEL théorique est basé sur la compression de l'air pur et l'injection du combustible dans le cylindre à la fin de la compression le schéma du moteur DIESEL et son diagramme en coordonnées P-V sont représentés sur la **fig. 2.1**.

Au cours de processus (d-a) l'air atmosphérique pur est aspiré dans le cylindre du moteur. Pendant la transformation (a-c) cet air subit une adiabatique jusqu'à la pression P_2 (le taux de compression dans les moteurs DIESEL s'élève généralement jusqu'à $\varepsilon = 12$ à 23). Après cela, l'air comprimé commence à se détendre et en même temps, le combustible liquide est introduit dans le cylindre par l'injection spéciale. Grâce à la haute température de l'air comprimé, des gouttelettes de liquide s'enflamment et la combustion se fait à pression constante de fait que le gaz se détend de V_2 à V_3 avec $n = \text{constant}$.

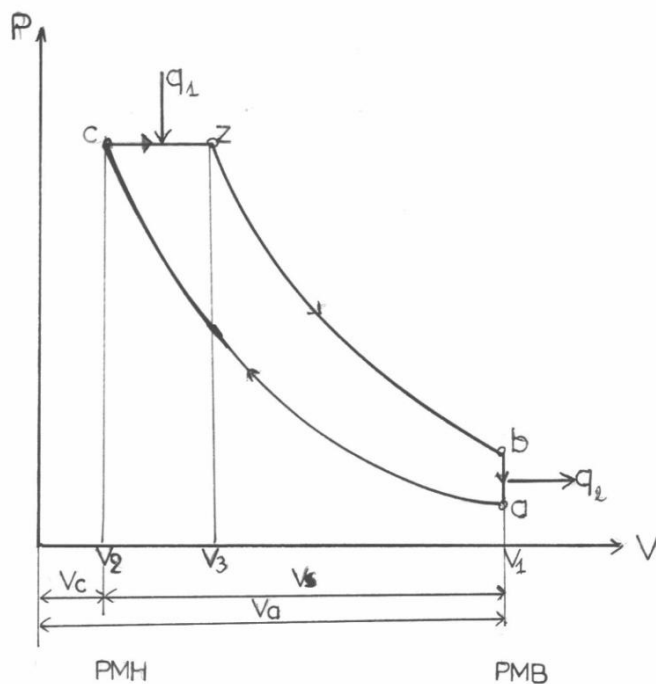
Pour cette raison, le cycle DIESEL est appelé cycle à combustion à pression constante.

Quand l'arrivée du combustible liquide dans le cylindre est coupée (point Z), la détente ultérieure du fluide moteur s'effectue suivant l'adiabatique (Z-b). A l'état correspondant au point b, la soupape d'échappement du cylindre s'ouvre, la pression dans le cylindre tombe jusqu'à la pression atmosphérique (suivant l'isochore b-a) et les gaz brûlés sont chassés dans l'atmosphère (droit a-d). On voit donc que le cycle DIESEL est un cycle à quatre temps.

Afin de rendre plus complexe son analyse, remplaçons le cycle du moteur que nous venons de considérer par un cycle fermé théorique équivalent au cycle réel ouvert. Dans le diagramme P-V ce cycle théorique a la forme présentée par la **fig.II.2**.



a) Principe de fonctionnement d'un moteur DIESEL



b) Cycle théorique à apport de chaleur à pression constante (cycle DIESEL)

Fig.II-1: Cycle diesel

On voit sur ce diagramme que le cycle DIESEL théorique se compose de deux adiabatique; une adiabatique de compression (a-c) et une adiabatique de détente (Z-b), d'une isobare(c-Z) suivant laquelle la chaleur q_1 est fournie au fluide moteur par la source chaude d'une isochore (b-a) suivant laquelle la chaleur q_2 est cédée à la source froide.

Le cycle DIESEL à pression constante est abandonné, à cause de la complexité de réalisation, parce qu'il demande une pression très élevée de l'air pour assurer la pulvérisation du combustible dans la chambre de combustion.

Cette installation demande un compresseur de multi-étages et cela rend le moteur plus encombrant.

Cycle mixte (cycle de Trinkner) :

Pour les moteurs DIESEL proprement dit, la combustion s'opère à pression constante. Dans les moteurs fonctionnant suivant le cycle mixte, après la compression normale de l'air il se produit dès le début de l'injection, une combustion au voisinage du PMH. Pendant laquelle la pression monte brutalement, cette partie de combustion à volume constant et se traduit dans le diagramme PV par le segment CZ'.

La combustion se prolonge alors pendant toute la durée de l'injection mais elle s'opère à pression constante.

Elle se traduit en diagramme PV par le segment horizontal Z-Z' (**fig. II.2**)

Le cycle de Trinkner présente donc la particularité d'être à la fois un cycle à volume constant et un cycle à pression constante. On se trouve ici en présence d'un cycle mixte.

Dans le cycle mixte comme dans tous les cycles théoriques on suppose que l'admission de l'air se produit à pression atmosphérique pendant la course du piston de PMH jusqu'à PMB (droite d-a)

La phase suivante est la compression qui dure pendant toute la course ascendante du piston suivant une adiabatique (courbe a-c) les deux soupapes, étant fermées.

Quand le piston est au PMH, on injecte le combustible qui s'enflamme et brûle en deux parties à volume constant et à pression constante (vertical c-z' et horizontal z'-z), on voit donc que la combustion occupe une fraction de la course descendante du piston. Le reste de cette course représente la détente adiabatique des produits de combustion pendant laquelle ceux-ci fournissent un travail utile à l'arbre du moteur (courbe z-b)

Le piston étant au PMB, la soupape d'échappement s'ouvre laissant passer dans l'atmosphère les gaz brulés (vertical b-a)

Au moment, où le piston se trouve au voisinage du PMH la soupape d'échappement se referme et c'est au tour de la soupape d'admission de s'ouvrir, ce qui permet un nouveau remplissage des cylindres. En suite le cycle se répète.

Dans le cycle mixte théorique la quantité de chaleur est fournie tout d'abord suivant une isobare (chaleur q'_1) et en suite suivant une isobare (chaleur q''_1).

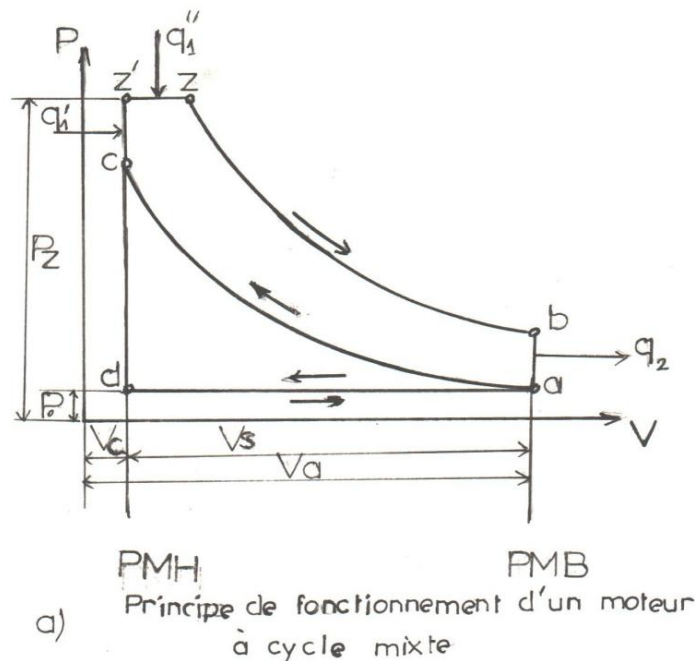


Fig.II-2: Cycle Mixte

A la différence du moteur DIESEL le moteur à combustion mixte n'exige pas de compression d'air de haute pression pour la pulvérisation du combustible. Dans ce cas le combustible liquide est sous une pression élevée, créée par la pompe d'injection et injecté au moyen, d'un injecteur dans la chambre de combustion.

Le sujet d'étude est un moteur DIESEL à 4 temps avec injection directe utilisant le gas-oil comme combustible et fonctionnant selon le cycle de Trinkner. Nous allons effectuer le calcul théorique de ce moteur dans le cas d'un moteur sans suralimentation.

On effectue le calcul simplifié du processus de fonctionnement du moteur dans le but de déterminer les paramètres du cycle de fonctionnement.

On utilise la méthode de calcul proposée en 1906 par le savant russe V.GRENEVEISKY et publiée en 1907 dans son ouvrage intitulé « **CALCUL THERMIQUE DE PROCESSUS DE FONCTIONNEMENT** »

C'est la base de la théorie moderne des moteurs à combustion interne à piston. Cette méthode est caractérisée par la simplicité des formules et la possibilité de comprendre l'influence qualitative des facteurs divers sur les performances essentielles du moteur. Néanmoins elle présente comme inconvénient la nécessité de choisir une série de coefficients et de valeurs numériques d'après l'analyse des données d'étude expérimentale d'une gamme de moteurs de même type, en outre ce problème est surmonté actuellement à l'utilisation des ordinateurs qui permettent d'obtenir une meilleure précision et un gain précieux.

2.2. Processus d'admission :

L'admission consiste dans le remplissage aussi complet du cylindre par la charge fraîche. Sur le plan physique, c'est le résultat de dépression entre le cylindre et l'environnement. En effet, lorsque le piston descend du PMH au PMB il crée un vide partiel dans le cylindre que l'air vient combler par le système d'admission. Plus de charge fraîche entrera dans le cylindre plus grande puissance de moteur sera obtenue.

Enfin d'échappement, lorsque le piston se trouve au PMH, le volume de la chambre de compression V_c est occupé par une masse des gaz brûlés.

La masse des gaz brûlés qui restent à l'intérieur du cylindre après le temps d'échappement on l'appelle « Gaz résiduels ».

La température des gaz résiduels se trouve dans les limites 700.....900°K pour les moteurs DIESEL et leur pression P_r est plus haute que celle dans le conduit d'échappement de la valeur $\Delta P_r = 0,06.....0,22$ bar.

Dans les moteurs réels la masse de la charge fraîche admise est plus faible que celle qui pourrait remplir la cylindrée sous les variables du gaz à l'entrée du cylindre en conséquence des raisons suivantes :

- Il y a les pertes de la pression engendrées par la résistance aérodynamique des conduits d'admission et des soupapes.
- On perd une partie de course du piston pour la détente des gaz résiduels, qui occupent le volume de la chambre de compression sous les conditions, P_r et T_r les variables d'état des gaz résiduels dépassent sensiblement celles de charge fraîche à l'entrée du cylindre.

- Les gaz résiduels dont la température est plus haute réchauffent la charge fraîche admise.
- La charge fraîche s'échauffe au contact des parois chaudes des pièces entourantes (la culasse, la chemise du cylindre, le piston)
- L'énergie cinétique de la charge fraîche se transforme en énergie cinétique pendant le freinage brusque du flux gazeux à l'intérieur du cylindre, cette énergie calorifique obtenue provoque un accroissement de la température de la charge fraîche.

En conséquence de ces inconvénients, la charge fraîche a les variables P_a et T_a en fin d'admission. Ces variables sont sensiblement différentes de celles à l'entrée du cylindre, le remplissage du cylindre par la charge fraîche n'est pas donc parfait.

Pour augmenter la masse de la charge fraîche entrée dans le cylindre, on a prévu sur certains moteurs la suralimentation, la charge d'appoint et le balayage de la chambre de combustion.

Les critères d'efficacité des processus d'échappement et de remplissage du cylindre sont respectivement :

γ_r : Taux des gaz résiduels

η_v : Taux de remplissage.

Le rapport entre la quantité réelle des moles de la charge fraîche et la quantité des moles de la charge fraîche qui pourrait remplir la cylindrée sous les variables du gaz à l'entrée du cylindre s'appelle « Taux de remplissage »

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_{en}} \cdot \frac{T_{en}}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \quad (2.1)$$

Où $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$ Taux de compression

Le rapport entre la quantité des moles des gaz résiduels et la quantité des moles de la charge fraîche entrée dans le cylindre s'appelle "taux des gaz résiduels".

$$\gamma_r = \frac{1}{(\varepsilon - 1)\eta_v} \cdot \frac{P_r}{P_{en}} \cdot \frac{T_{en}}{T_r} \quad (2.2)$$

La température en fin d'admission T_a peut être calculé d'après la formule :

$$T_a = \frac{T_{en} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad (2.3)$$

Ou $\Delta T = \Delta T_{cin} + \Delta T_{cp}$ – Augmentation de la température à cause de transformation d'énergie cinétique de la charge fraîche en chaleur (ΔT_{cin}) et à cause d'échauffement de la charge en contact avec les parois de la chambre de compression (ΔT_{cp}).

Pour calculer la pression en fin d'admission (sans prendre en considération la surcharge), on recommande les formules empiriques suivantes :

- Pour les moteur DIESEL à 4 temps sans suralimentation.

$$P_a = C_{p_a} \cdot P_0 \quad (2.4-a)$$

Ou C_{p_a} – Coefficient expérimental.

La valeur numérique de C_{p_a} recommandée dans les limites (0,80.....0,92)

- -Pour les moteurs DIESEL suralimentés à 4 temps.

$$P_a = C_{p_a} \cdot P_s \quad (2.4-b)$$

Où la valeur numérique de C_{p_a} est comprise entre les limites (0, 90..... 0.96).

A titre de renseignement les limites des valeurs des paramètres principaux du processus d'admission, obtenues par les essais sur les moteurs fonctionnant selon le régime nominal sont représentés sur le **tableau II-1**.

Tableau II-1

	γ_r	$\eta_{v.}$	ΔT [K]
Moteur DIESEL a 4temps			
Sans sur alimentation	0.03.....0.06	0,80.....0,90	
- injection directe			10.....20
- à chambres séparées			15.....25
Suralimentation	0,01.....0,03	0.85.....1.15	5.....15

-Pour les moteurs à refroidissement par air $\Delta T^\circ = 30..... 60$ [K]

2.3. Processus de compression :

Le processus de compression assure l'évolution favorable du processus de combustion dans un volume petit. La compression s'effectue lorsque les deux soupapes sont fermées et le piston remonte du PMB au PMH. Pendant cette course le piston comprime l'air jusqu'à une pression à partir de laquelle l'auto-inflammation du combustible injecté est assurée.

La compression de la charge fraîche à pour but :

- D'augmenter la différence des températures maximale et minimale de cycle pour l'accroissement de son rendement thermique.
- D'obtenir une poussée plus grande possible sur le piston.
- D'assurer le taux de détente plus grand possible des gaz brulés pendant la course motrice du piston, c'est-à-dire :
 - ✓ D'augmenter le travail de détente.
 - ✓ De créer les conditions nécessaires pour l'inflammation garantie et la combustion parfaite du combustible.

Au début de compression, la charge fraîche s'échauffe au contact des parois chaudes des pièces entourantes. Au cours de compression la température de la charge augmente. Au contraire, la chaleur transmise par les parois à la charge comprimée est égale à la température moyenne des parois. C'est à ce moment que le processus devient adiabatique après ce point la température de la charge comprimée devient supérieure à celle moyenne des parois et donc le flux de chaleur change sa direction. La charge comprimée commence à céder de la chaleur de ce fait, la courbe de compression est composée de segment infiniment petit représentant chacun un processus polytropique.

L'exposant polytropique réel est variable durant toute la compression pour raison de commodité, on le remplace par un exposant moyen conventionnel constant $n_c = C^{et}$, la valeur de l'exposant moyen n_c est choisie de telle façon que le travail de compression au cours du processus polytropique conventionnel à l'exposant n_c , soit égale au travail réel, en gardant les mêmes valeurs des variables initiales et finales d'état de la charge comprimée .

La valeur de n_c dépend de:

- La vitesse de rotation du vilebrequin
- L'intensité de refroidissement des cylindres du moteur et surtout ses pistons.

La valeur numérique de n_c peut être évaluée à l'aide de l'exposant adiabatique :

- Pour les moteurs DIESEL $n_c = (k_c + 0,02) \dots (k_c - 0,02)$.
- Pour la compression, les variables d'état à déterminer sont :

La pression en fin de compression

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_c} \quad (2.5)$$

La température en fin de compression

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_c-1} \quad (2.6)$$

Les limites des valeurs numériques des paramètres principaux du processus de compression pour le régime nominale de fonctionnement des moteurs modernes sont données dans le tableau 2-2

Tableau II-2

Type de moteur	n_c	P_c [bar]	T_c [K]
Moteur à allumage commandé	1,32 .. 1,37	11 .. 22	550 ... 750
Moteur diesel sans suralimentation	1,34 .. 1,40	30 .. 55	750.... 950
Moteur suralimentés	1,33 .. 1,38	50 .. 100	800 ... 1100

2.4. Processus de combustion :

On désigne en général par le nom de combustion une réaction chimique qui s'effectue entre deux corps avec dégagement de chaleur et de lumière. Dans un sens plus distinctif, on réserve dans la technique industrielle le nom de combustion aux réactions qui s'effectuent avec dégagement de chaleur et de lumière. Ce qui concerne notre cas, la combustion commence grâce au phénomène d'auto- inflammation du combustible injecté sous forme de brouillard, au contact avec la masse d'air portée à une température élevée par la compression.

La quantité d'air nécessaire théoriquement pour la combustion :

En théorie, pour obtenir une combustion complète d'un combustible à l'unité de masse, il est nécessaire d'avoir une quantité d'air déterminée d'après la composition élémentaire du combustible par la formule :

$$L_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad (2.7)$$

Ici C ;H ;S ;O sont les fractions massique de composants du combustible désignées par leur symboles chimiques. La composition massique du combustible se traduit par l'égalité

$$C+H+O+S= 1kg$$

Dans les moteurs DIESEL il est pratiquement impossible d'assurer un mélange homogène air-combustible, à cause de la concentration non uniforme du combustible dans les différents points du volume de la chambre de combustion. Pour assurer la combustion complète, il faut envoyer dans le cylindre plus d'air que c'est nécessaire théoriquement.

Le rapport entre la quantité réelle d'air entrée dans le cylindre et la quantité d'air nécessaire théoriquement pour bruler le combustible s'appelle coefficient d'excès d'air (α)

Au régime normal, les limites recommandées des valeurs numériques du coefficient d'excès d'air sont données par le tableau 2.3

Pour ce moteur on utilise comme combustible le gas-oil de composition massique suivante :

$$C=0,870 ; H=0,126 ; O=0,004$$

Avec un pouvoir calorifique inferieur égal à 42500Kj/Kg

Coefficient de variation molaire : Au cours du processus de combustion la quantité des moles du gaz à l'intérieur du cylindre d'un moteur à combustion interne ne reste pas inchangée.

Le rapport entre la quantité des moles des gaz brulés et la quantité des moles de la charge fraiche s'appelle coefficient théorique de variation molaire β_o

Pour les moteur DIESEL

$$\beta_o = 1 + \frac{8H + O}{32\alpha L_o} \quad (2.8)$$

Ce coefficient ne tient pas compte des gaz résiduels restants dans les cylindres. C'est pourquoi, on utilise la notion suivante :

Le rapport entre la quantité des moles des gaz à l'intérieur du cylindre en fin des processus de combustion et celle au début de combustion on l'appelle coefficient réel de variation molaire

$$\beta = \frac{\beta_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (2.9)$$

Pour les moteurs DIESEL $\beta = 1,02 \dots \dots 1,05$

La température et la pression en fin de combustion:

On calcule la température enfin de combustion T_z d'après l'équation de combustion qui s'écrit ; pour les moteurs DIESEL :

$$\frac{\xi_z \cdot Pci}{\alpha L_o(1 + \gamma_r)} + (\mu C_{vmc} + \mu R \cdot \lambda) \cdot T_c = \beta_z \cdot T_z (\mu C_{vmz} + \mu R) \quad (2.10)$$

Ou ξ_z : coefficient d'utilisation de la chaleur entre les points "C" et "Z" (tableau 2.3)

μC_{vmc} – chaleur spécifique moyenne molaire de la charge fraiche en fin du processus de compression, [Kj/(Kmole , K)]

$$\mu C_{vmc} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c \quad (2.11)$$

μC_{vmz} : chaleur spécifique moyenne molaire des gaz brulés enfin du processus de combustion, , [Kj /(Kmole , K)]

Pour $\alpha \geq 1$:

$$\mu C_{vmz} = \left(20,1 + \frac{0,922}{\alpha}\right) + \left(1,60 + \frac{1,38}{\alpha}\right) 10^{-3} T_z \quad (2.12)$$

β_z – coefficient réel de variation molaire jusqu'au point « Z »

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \cdot X_z \quad (2.13)$$

$X_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$: Fraction de combustible brûlée jusqu'au point "Z" ;

ξ_b : Coefficient total d'utilisation de la chaleur jusqu'au point "b". Les limites des valeurs numériques de ξ_z, ξ_b sont données dans le tableau 2.3

Le taux d'augmentation de la pression (λ) :

C'est le rapport des pressions au cours de la combustion isochronique (C-Z')

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} \quad (2.14)$$

Où P_z : Pression maximale de combustion.

Les limites des valeurs numériques de P_z sont données dans le tableau 2-3

Le taux de détente préalable (ρ) se détermine par la formule : $\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c} \quad (2.15)$

2.5. Processus de détente :

A la fin de la combustion les gaz brûlés se trouvent sous une pression et une température très élevée ; ce qui provoque un déplacement du piston du PMH au PMB.

Au cours du processus de détente l'énergie calorifique des gaz brûlés se transforme en travail mécanique.

Tableau II-3

	A	P_z [bar]	λ	ξ_z	ξ_b	T_z [K]	ρ
Moteurs à allumage commandé : Par étincelle électrique Par flambeau à préchambre	0,80..1,15 1,15..1,50	30..70	3,2..4,3	0,80..0,92	0,85..0,95	2200..2800	1.0
Moteur diesel à injection directe : Sans suralimentation Suralimenté	1,50..2,00 1,70..2,20	50..100 70..150	1,6..2,3 1,2..1,7	0,75..0,85 0,60..0,80	0,82..0,87 0,85..0,92	1600..2100 1800..2300	1,10..1,30
Moteurs diesel à chambre dans le piston (à chambre M)	1,40..1,90	60..95	1,5..2,1	0,65..0,75	0,80..0,90	1700..2100	1,15..1,50
Moteurs diesel à chambre de turbulence	1,30..1,60	50..80	1,3..1,8	0,60..0,75	0,80..0,90	1700..2000	1,30..1,70
Moteurs diesel à préchambre	1,35..1,65	50..80	1,2..1,7	0,60..0,75	0,80..0,90	1700..2000	1,30..1,70

* Pour le régime nominal $\alpha = 0,85 \dots 0,95$

La détente du fluide moteur est toujours accompagnée par les pertes considérables de chaleur à travers les parois des pièces entourantes.

Au début du processus les pertes de chaleur sont compensées par la postcombustion de combustible et par la réduction partielle des produits de dissociation thermique, accompagnée par le dégagement de la chaleur. Il en résulte que l'exposant poly tropique tend vers 1.

A l'issue de la détente les pertes de chaleur à travers les parois ont l'influence essentielle sur l'évolution du processus. La valeur numérique de l'exposant poly topique atteint 1,5 ... 1,6 en fin de détente.

Donc l'exposant poly topique réel est variable suivant toute la courbe de détente.

Comme en cas de compression, on remplace le processus réel de détente par un processus poly tropique conventionnelle à l'exposant constant n_c la valeur numérique de l'exposant moyenne n_d est choisie de telle manière qu'avec les mêmes variable d'état du gaz au début et enfin de deux processus. Le travail, du processus polytropique conventionnel a l'exposant moyen constant soit égal au travail du processus réel de détente.

En peut obtenir la valeur numérique de l'exposant poly tropique moyen constant n_d d'après l'équation du premier principe de la thermodynamique pour les moteur DIESEL.

$$\frac{(\xi_b - \xi_z)Pci}{\alpha Lo(1 + \gamma_r)} = \beta \mu C_{vmd} \cdot T_b - \beta_z \cdot \mu C_{vmz} \cdot T_z + \frac{\mu R \cdot \beta_z \cdot T_z}{n_d - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{nd-1}}\right) \quad (2.16)$$

Où μC_{vmb} : chaleur spécifique moyenne molaire des gaz brulés en fin du processus de détente, elle est calculée d'après la formule (2.12) avec la température T_b .

Les variables d'état de fluide moteur en fin de processus des détentes ce détermine d'après les formules suivantes :

$$P_b = P_z \frac{1}{\delta^{nd}} \quad (2.17)$$

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{nd-1}} \quad (2.18)$$

Où : $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$ Taux de détente postérieur.

Les limites des variables numériques des paramètres du processus de détente pour les moteurs DIESEL modernes fonctionnant au régime nominale sont données dans le tableau 2.4

Tableau 2.4

TYPE DU MOTEUR	n_d	P_b [bar]	T_b [K]
MOTEUR DIESEL	1,15...1,35	2,5...6,0	1000...1200

2.6. Performances du moteur :

Toutes les performances du moteur peuvent être subdivisé en performances indiquées et effectives.

2.6.1. Performances indiquées :

Performances indiquées sont des caractéristiques internes caractérisant la perfection du cycle réel d'un moteur. Elles ne prennent en considération que les pertes de chaleur dans le cylindre même au cours des divers processus du cycle de fonctionnement du moteur.

Pression moyenne indiquée :

On appelle pression moyenne indiquée, une pression fictive qui, en agissant sur chaque piston pendant toute la course motrice entre le PMH et PMB, produirait le travail égal à celui du cycle fermé, calculé d'après l'aire du diagramme d'indication.

Pour les moteurs DIESEL.

$$P_i = \varphi_d \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) \frac{\lambda \cdot \rho}{nd - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{nd-1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{nc-1}} \right) \right] \quad (2.19)$$

Puissance indiquée :

On appelle puissance indiquée, la puissance développée par les gaz à l'intérieur du cylindre.

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_s \cdot n \cdot i}{0,6 \cdot Z} \quad (2.20)$$

Ou $V_s = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}$: cylindrée unitaire m³.

Z : nombre de tours du vilebrequin nécessaire pour accomplir un cycle complet du moteur (pour les moteurs à 4 temps Z=2)

Rendement indiquée :

On appelle rendement indique le rapport entre le travail produit dans le cylindre (travail du cycle réel) et la chaleur dégagée au cours de combustion du combustible.

$$\eta_i = \mu R \cdot \frac{P_i \cdot T_{en} \cdot \alpha \cdot L_0}{P_{ci} \cdot P_{en} \cdot \eta_v} \quad (2.21)$$

Consommation spécifique indiquée de combustible :

La consommation spécifique indique de combustible est la consommation de combustible par l'unité de travail indique.

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta_i \cdot P_{ci}} \quad (2.22)$$

Les limites des valeurs numériques des performances indiquées principales des moteurs fonctionnant au régime nominal sont données dans le tableau 2.5 :

Tableau II.5

TYPE DU MOTEUR	P_i [bar]	η_i	g_i [g/ (kw.h)]
MOTEUR DIESEL à 4 temps :		0.41...0.53	160...205
* sans suralimentation	7...12		
* suralimentes	10...30		

2.6.2. Performances Effectives :

Les performances effectives tiennent compte des pertes de chaleur dans le cylindre et les pertes mécaniques. Elles caractérisent la perfection de construction d'un moteur, la qualité de fabrication et de montage de diverses pièces et sous-ensembles du moteur.

Puissance effective:

La puissance réellement disponible sur l'accouplement du vilebrequin s'appelle "Puissance effective"

$$N_e = N_i - N_m \quad (2.23)$$

Où N_m : Puissance des pertes mécaniques.

Les pertes mécaniques sont dues aux frottements entre les pièces en mouvement du moteur, aussi bien qu'à l'énergie nécessaire pour entraînement des mécanismes auxiliaires et pour le travail des temps résistants du cycle. Pour éviter l'influence de la vitesse de rotation du vilebrequin et la cylindrée du moteur sur les calculs des pertes mécaniques. Il est tout rationnel d'utiliser pour leur évaluation la notion de la pression des pertes mécaniques P_m .

D'après les relations empiriques pour les moteurs DIESEL à injection directe à 4 temps.

$$P_m = 0.85 + 0.12 C_m \quad (2.24)$$

Avec $C_m = \frac{s.n}{30}$: Vitesse moyenne du piston [m/s].

Pression effective:

En tenant compte des pertes mécaniques, la pression effective est donnée par la formule

$$P_e = P_i - P_m \quad (2.25)$$

On appelle pression effective moyenne une pression fictive rapportée à une course du piston qui corresponde au travail effectif du cycle.

Le rapport de la puissance réellement disponible sur l'accouplement du vilebrequin à la puissance indiquée du moteur s'appelle rendement mécanique.

$$\eta_m = \frac{N_{ec}}{N_i} = \frac{p_e}{P_i} \quad (2.26)$$

Rendement effectif:

On appelle rendement effectif d'un moteur le rapport du travail disponible à la sortie du vilebrequin et de la chaleur dégagée au cours de combustion du combustible.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (2.27)$$

Consommation spécifique effective du combustible :

La consommation spécifique effective de combustible est la consommation de combustible par l'unité de travail effectif.

$$g_e = \frac{3.6 \cdot 10^6}{\eta_e \cdot P_{ci}} = \frac{g_i}{\eta_m} \quad (2.28)$$

Les valeurs numériques approximatives des performances effectives principales des moteurs fonctionnant au régime nominal sont données par le tableau 2.6

Tableau 2.6

TYPE DU MOTEUR	Pi, [bar]	η_m	η_e	g_e : [g/(kw.h)]
MOTEUR DIESEL à 4 temps :			0,30...0,45	190...280
* sans suralimentation	5...9	0,73...0,83		
* suralimentes	7...23	0,30...0,92		

En fin de calcul thermique, on détermine la puissance effective calculée du moteur par la formule : $N_{ec} = N_i \cdot \eta_m$ (2.29)

2.7 Tracé des cycles théoriques :

Pour tracer le cycle théorique de notre moteur on suit les démarches suivantes :

1. Elaboration d'un programme en fortran (voir l'organigramme du programme **fig. 3.1**) qui utilise la méthode de calcul proposée par **V.GRENEVEISKY**, cette dernière a été exposée en détail..
2. On prend comme données de départ on a pris :
 - la vitesse de rotation du vilebrequin 2000[Tr/min]
 - l'alésage du cylindre $D = 0.260$ [m]
 - la course du piston $S = 0.260$ [m]
 - le nombre de cylindres $i = 16$
 - le taux de compression $\text{EPSILON} = 13.500$
3. Ce qui concerne les paramètres qui influent directement sur les performances du moteur, et spécialement sur la consommation spécifique de combustible (g_e) et la puissance effective (N_e), on a fait recours à l'analyse qui a été faite par [1], ce qui nous permet d'assurer la puissance la plus élevée que possible avec une consommation spécifique effective du combustible la plus faible.

Les valeurs numériques des grandeurs ($C_{pa} = 0.92$; $\alpha = 1.7$; $\xi_z = 0.76$; $P_z = 74bars$; $T_r = 800K$) . Nous permet d'obtenir une version de calcule optimale.

Les résultats de calcul de la version optimale sont présentés par le tableau (3.1)

Tableau II-1

$T_0=293.000$	$P_0=1.013$	$Pen= 0.963$	$Pech=1.043$
$Pr=1.315$	$Pa=0.932$	$Ten= 293$	$Ta= 329.177$
$\eta_v=0.890$	$GAMA_r=0.045$	$nc= 1.374$	$Pc=33.275$
$TC=870.602$	$L0= 0.495$	$Xz=0.874$	$RO=1.081$
$BITA0= 1.038$	$BITA=1.036$	$BITA_z=1.031$	$LAMDA=2.254$
$MUEC_{vmc}=21.675$	$MUEC_{vmz}=25.602$	$Tz=2056.532$	$DELTA=12.489$
$MUEC_{vmb}= 23.314$	$MUEC_{vmz}= 25.602$	$Nd=1.248$	$Tb= 1098.909$
$Pb=3.209$	$Pi=7.73$	$Ni=2845.396$	$Vs= 0.014$
$g_e= 313.92$	$Gi= 194.927$	$Cm=17.333$	$Pm=2.930$
$Pe= 4.8$	$g_e= 313.920$	$ETA_i=0.435$	$ETA_m=0.621$
$ETA_e= 0.270$	$Nec= 1766.831$		

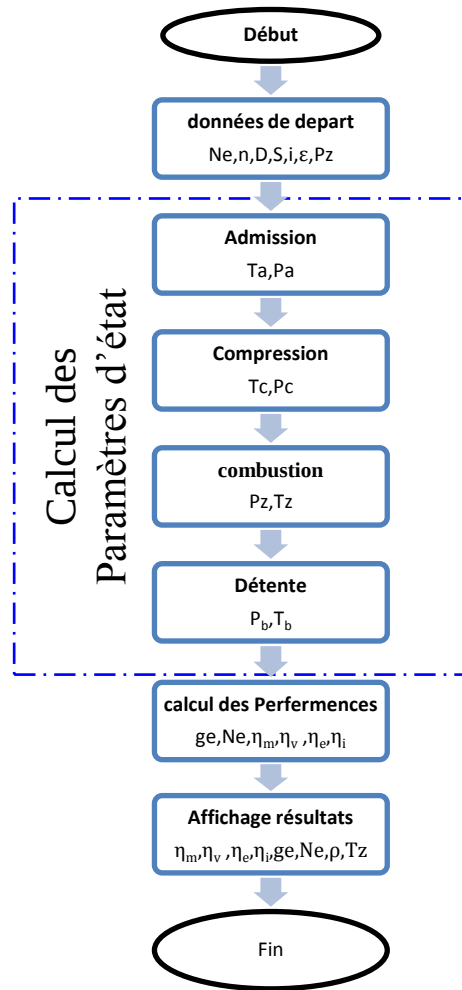


Fig.II-3: Organigramme du calcul thermique

2.7.1 Construction du diagramme PV du cycle :

En se basant sur les résultats de calcul thermique, On a construit le diagramme P.V du cycle (fig.3-9)

On a commencé par construire les points caractéristiques du cycle c.-à-d. **a ; c ; z' ; z** et **b**.

D'après la définition du taux de compression

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_s}{V_c} = 1 + \frac{V_s}{V_c}$$

On tire : $V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon - 1)}$

Ou V_s est la cylindrée unitaire en cm^3 dont la valeur numérique est déjà calculée (voir chapitre 2 "calcul thermique")

$$V_s = 140.10^{-4} \text{m}^3$$

Donc $V_c = 140.10^{-4} / (13,5 - 1) = 11.20.10^{-4} \text{m}^3$

Puisque le processus C-Z' est isochore ; on peut écrire : $V_{z'} = V_c$ donc $V_{z'} = 11.20.10^{-4} \text{m}^3$

On se basant sur la définition du taux de détente préalable $\rho = \frac{V_z}{V_c}$, on peut calculer le volume occupé par les gaz en fin de combustion V_z .

$$V_z = \rho \cdot V_c = 1,081 \cdot 11.2 \cdot 10^{-4} m^3$$

$$V_z = 12.1072 \cdot 10^{-4} m^3$$

Le volume totale du cylindre V_a est la somme de la cylindrée unitaire V_s et du volume de la chambre de combustion V_c ; $V_a = V_s + V_c$

Donc
$$V_a = 140 \cdot 10^{-4} + 11.20 \cdot 10^{-4} = 151.2 \cdot 10^{-4} m^3$$

Le processus (b-a) est isochore, ce qui nous permet d'écrire $V_b = V_a$.

Donc
$$V_b = 151.2 \cdot 10^{-4} m^3$$

Les pressions correspondantes aux points A, C, Z', z et b sont trouvée d'après le calcul thermique dans le **tableau (2-7)** (P_a, P_c, P_z, P_b).

Les coordonnées de tous les points remarquables sont groupées dans le **tableau (3-3)**

En deuxième lieu on a tracé les processus de compression et de détente, en utilisant l'équation d'une transformation polytropique : $PV^n = C^{te}$ ou n est l'exposant polytropique moyen constant qui correspond respectivement au processus de compression n_c et de détente n_d . Alors :

a) pour le processus de compression :

$$PV^n = C^{te} \text{ d'où } P_x V_x^{n_c} = P_a \cdot V_a^{n_c}$$

$$P_x = P_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_c}$$

Ou V_x, P_x – le volume et la pression de la charge fraîche au point x de la courbe du processus de compression, V_x variant de V_a à V_c

b) pour le processus de détente :

$$PV^n = C^{te} \text{ d'où } P_x V_x^{n_d} = P_a \cdot V_a^{n_d}$$

$$P_x = P_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_d}$$

Ou V_x, P_x – le volume et la pression des gaz brûlés au point x de la courbe du processus de détente, V_x variant de V_z à V_b .

Tableau II-3

$P_a = 0.932$	$T_a = 329.177$
$P_c = 33.275$	$T_c = 870.602$
$P_z = 74$	$T_z = 2056.532$
$P_b = 3.209$	$T_b = 1098.909$
$V_s = 140.10^{-4}$	$V_c = V_{z'} = 11.20.10^{-4}$
$V_z = 12.1072.10^{-4}m^3$	$V_a = V_b = 151.2 * 10^{-4}m^3$

La valeur du volume au point x (V_x) est déterminée par la relation $V_x = X(\varphi) * S$

Avec : S : section du cylindre, $X(\varphi)$:Déplacement du piston

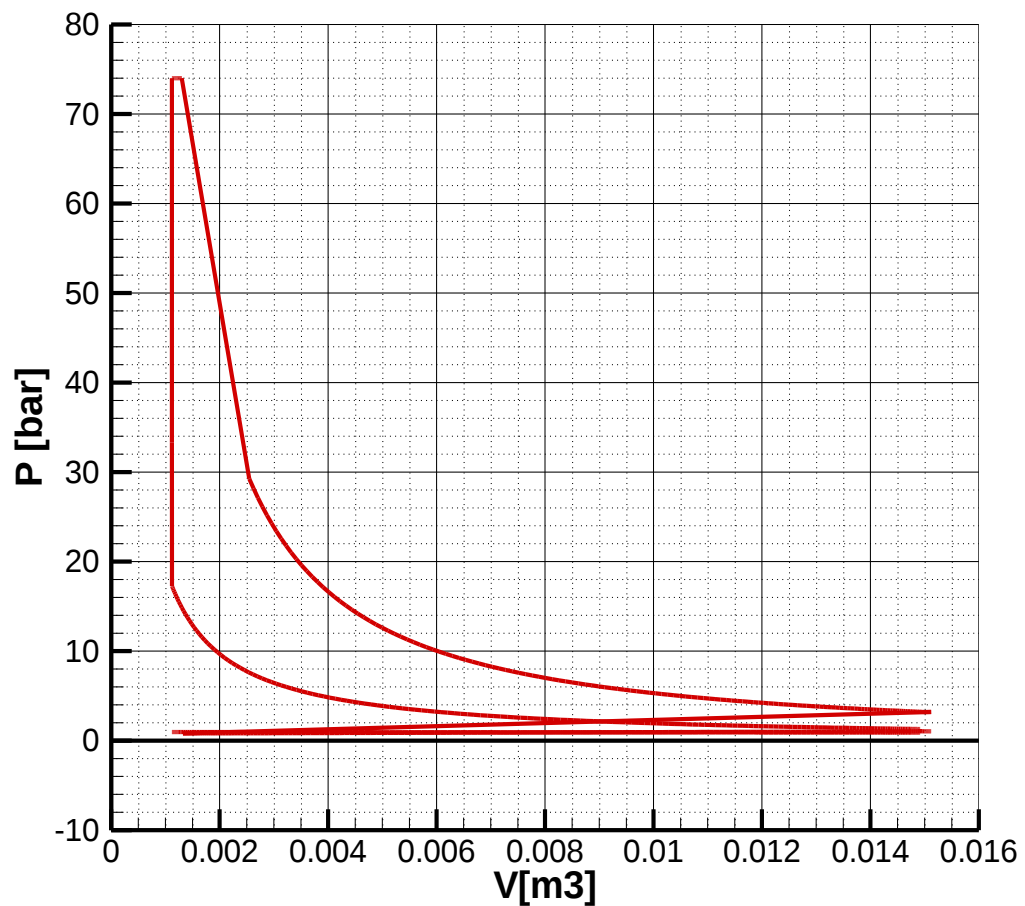


Fig.2-4: Diagramme P_V d'un moteur Diesel sans suralimentation

Chapitre III :

Bilan thermique

Introduction :

L'énergie thermique du combustible introduit dans un moteur n'est transformée en travail utile que dans la proportion de 25 à 40 %. Le reste est perdu dans le système de refroidissement avec les gaz d'échappement.

La tâche essentielle consiste à comparer l'énergie produite sous forme de travail utile à l'énergie dépensée pendant la même durée sous forme de chaleur. Malgré leurs différences de nature. Les deux quantités d'énergie évidemment être exprimées par la même unité.

Ainsi le rapport de la première à la deuxième est le rendement théorique de l'installation de chaleur.

Il est bien entendu que la valeur numérique du rendement thermique dépend à la fois de la nature de l'installation ; de ces conditions de fonctionnement et de degré de perfection des appareils qui la compose.

La connaissance du rendement thermique et par suite de la consommation spécifique du combustible (consommation de chaleur par unité d'énergie produite) est utile pour la détermination du prix de revient de l'énergie produite pour la comparaison de l'installation considérée avec d'autres installations existantes ; ni de déterminer les perfectionnements qui pourraient être apportés aux l'installation future.

Pour atteindre ce double but. Il est nécessaire de représenter clairement la répartition de la chaleur introduite dans les moteurs au moyen de bilan thermique.

On établit ce bilan en tenant compte de tous les modes de consommation de chaleur.

Il permet d'apprécier la quantité du travail du moteur dans diverses conditions de charge

3.1 Calcul du bilan thermique:

Détermination :

Le bilan thermique permet également de déterminer la quantité d'eau nécessaire au refroidissement ; les dimensions des surfaces de refroidissement ; etc...

Sous sa formule générale, le bilan thermique est exprimé par la relation suivante :

$$Q = Q_e + Q_{gé} + Q_{ci} + Q_{ref} + Q_h + Q_r \quad (3.1)$$

Ou

$$100\% = q_e + q_{gé} + q_{ci} + q_{ref} + q_h + q_r \quad (3.2)$$

Avec :

Q : Chaleur produite par la combustion du combustible

Q_e : Chaleur correspondante au travail utile.

$Q_{gé}$: Perte de chaleur avec les gaz d'échappement.

Q_{ci} : Perte de chaleur due à la combustion incomplète du combustible

Q_{ref} : Perte de chaleur dans le système de refroidissement.

Q_h : Perte de chaleur dans l'huile de graissage.

Q_r : Terme résiduel représentant les pertes dont il n'y a pas été tenu compte.

L'unité adoptée est : **kJ/s = kW**.

Q_e ; $Q_{gé}$; Q_{ci} ; Q_{rf} ; Q_h ; Q_r : Composantes correspondantes du bilan thermique en %

Par exemple : $Q_e = q_e * 100/Q$; etc.

La figure (3-1) représente d'une façon schématique et développée le bilan thermique ; cette figure montre clairement la répartition des divers flux de chaleur dans un moteur en fonctionnement.

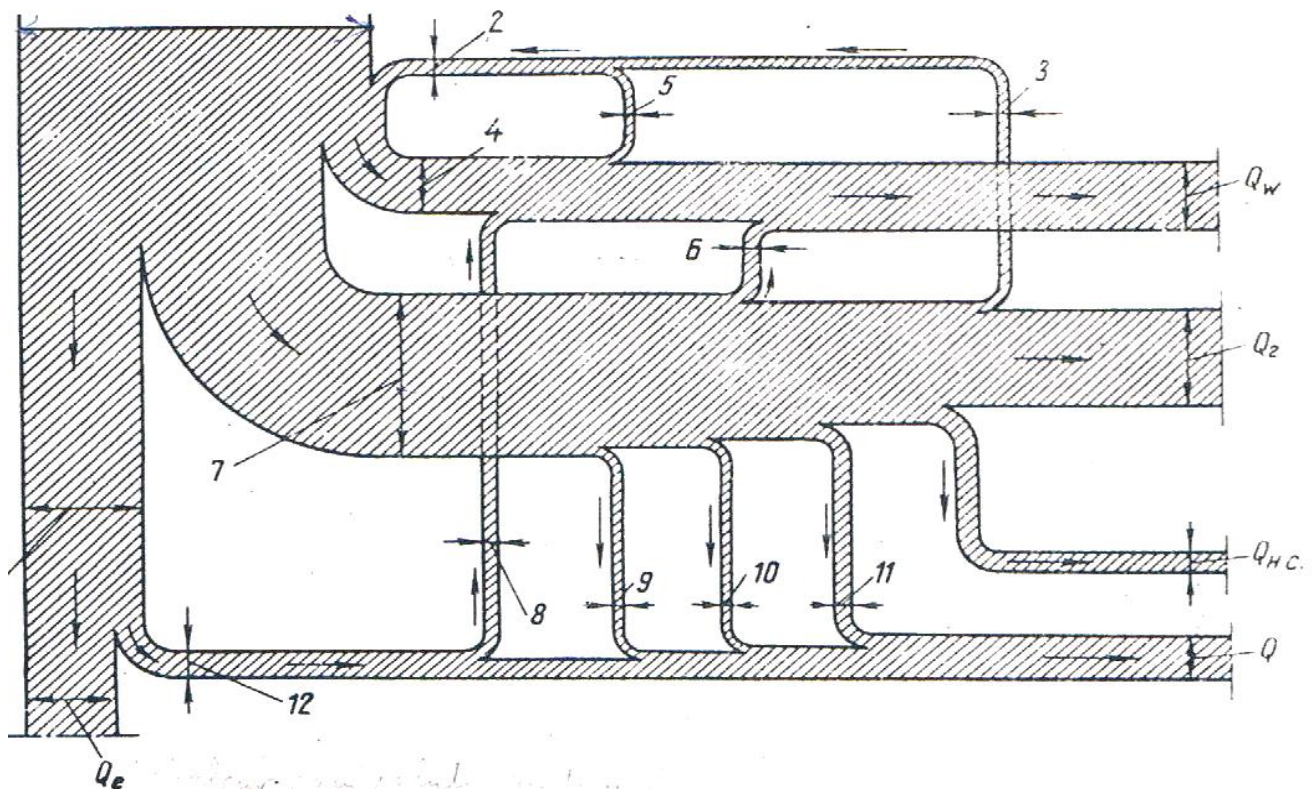


Fig.III-1: bilan thermique d'un moteur (schéma développé).

1. Chaleur équivalente du diagramme d'indicateur.
2. Chaleur de réchauffage du système d'aspiration.
3. Chaleur de réchauffage des gaz ayant travaillé.
4. Chaleur cédée aux parois du cylindre.
5. Chaleur de réchauffage de l'eau.
6. Chaleur de réchauffage du fluide refroidisseur par le collecteur échappement.
7. Energie totale des gaz d'échappement.
8. Chaleur de frottement et du mécanisme de commande.
9. Energie cinétique des gaz d'échappement.
10. Chaleur rayonnée par le collecteur d'échappement (ayant les thermocouples).
11. Chaleur perdue par combustion incomplète.
12. Chaleur correspondant aux pertes mécanisme.

- L'examen du bilan thermique global montre qu'aucun terme particulier de ce bilan ne retient compte des pertes dites perte de frottement. Cela tient compte à ce que l'énergie perdue dans ces pertes est transformée elle-même en chaleur, qui est retournée à l'eau de refroidissement ou à l'huile et dont une très faible proportion seulement est dissipée à l'extérieur.

Les limites des valeurs numériques des composantes du bilan thermique de divers types de moteur à combustion interne à piston sont représentées dans le tableau (3-1)

Tableau III.1

Type de moteur	q_e	q_{ge}	q_{ref}	q_h	q_r
Moteur à allumage commandé	22...29	30...55	20...35	2...8	3...8
Moteur diesel sans suralimentation	29...42	25...40	20...35	2...4	2...7
Moteur diesel suralimentés					
à pression moyen de suralimentation	35...45	25...45	10...25	3...7	2...7
à suralimentation à haute pression	40...48	20...40	10...18	4...8	2...5

3.1.1 Quantité de chaleur produite par la combustion du combustible:

- En utilisant la définition du pouvoir calorifique du combustible, on peut arriver à la détermination de la quantité de chaleur dégagée correspondante à la consommation totale de combustible par unité de temps (seconde) G_s

C'est-à-dire :

$$Q = P_{ci} G_s \quad (3.3)$$

Où la consommation totale de combustible G_s est tirée à partir de la consommation spécifique de combustible (g_e) et la puissance effective (N_e)

$$G_s = \frac{g_e N_e}{3,6 \cdot 10^6} \quad (3.4)$$

$$G_s = \frac{313,92 * 1766,831}{3,6 \cdot 10^6} = 0,154067$$

La chaleur produite par la combustion du combustible à pour valeur :

$$Q = P_{ci} \frac{g_e N_e}{3,6 \cdot 10^6}$$

Donc :
$$Q = 42500 * 0,154067 = 6547,875686 [KW]$$

La chaleur correspondante au travail utile (Q_e) n'est autre que la puissance effective du moteur.

$$Q_e = N_e = 1766,831 \text{ KW}$$

$$\begin{aligned} \text{Donc : } \eta_e &= \frac{Q_e}{Q} 100 \\ &= \frac{1766.831}{6547.875686} 100 = 26.98\% \end{aligned}$$

Le rapport de la chaleur transformée en travail utile et celle dégagée par la combustion du combustible est le rendement effectif de moteur; donc η_e doit être égal numériquement à η_e (voir le tableau 3.1) on trouve $\eta_e = 0,27\%$

3.1.2 Perte de chaleur avec les gaz d'échappement :

On détermine la perte de Q_{ge} à l'aide de la chaleur contenue dans l'air les gaz d'échappement.

Dont on défalque la chaleur continue dans l'air aspiré.

La quantité de la chaleur perdue au milieu ambiant avec les gaz d'échappement se traduit par la formule :

$$Q_{ge} = G_s (Z_{gé} \cdot \mu C_{vmg} T_r - Z_{ch} \cdot \mu C_{vmch} T_0) \quad (3.5)$$

$Z_{gé}$: Quantité des gaz d'échappement en kmole /kg

Z_{ch} : Quantité de la charge fraîche en kmole/kg

μC_{vmg} : Chaleur spécifique moyenne molaire des gaz brûlés en kJ/ (kmol.k) tenant compte de la nécessité d'excès d'air pour assurer la combustion complète.

-Le produit de combustion du combustible considéré. Se compose de dioxyde de carbone (C_{O_2}) de la vapeur d'eau (H_2O) d'un excédent d'oxygène (O_2) et de l'azote atmosphérique (N_2) respectivement en quantité suivantes :

$$Z_{CO_2} = C/12 \text{ kmole}(C_{O_2}) / \text{kg (comb)}$$

$$Z_{H_2O} = H/2 \text{ kmole} (H_{2O}) / \text{(comb)}$$

$$Z_{O_2} = 0.21 (\alpha - 1) L_0 \text{ kmole}(O_2) / \text{kg (comb)}$$

$$Z_{N_2} = 0.79 \alpha \cdot \text{kmole}(N_2) / \text{kg (comb)}$$

$$Z_{g\acute{e}} = c/12 + H/2 + (\alpha - 0.21) L_0$$

$$\text{Donc : } Z_{g\acute{e}} = \frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{2} + (1.7 - 0.21) * 0.495 = 0.87305 \text{ kmol/kg}$$

$$z_{ch} = \alpha * L_0 \quad \implies z_{ch} = 1.7 * 0.495 = 0.8415 \text{ kmol/kg}$$

On rappelle que le coefficient théorique de variation molaire est le rapport entre $Z_{g\acute{e}}$ et Z_{ch} , c'est

$$\text{à dire } \beta_o = 1 + \frac{8H+O}{32\alpha L_o}$$

$$\text{D'après notre calcul on } \beta_o = 1,038$$

D'après la formule (2.12) de calcul théorique on peut calculer $\eta C_{vmg\acute{e}}$ Avec $T_r = 800 \text{ K}$

$$\text{Donc : } \mu C_{vmg\acute{e}} = 25.602 \text{ KJ/(K mole, K)}$$

D'après la formule (2.11) on peut calculer μC_{vmch} avec $T_0 = 293 \text{ K}$

$$\text{Donc : } \mu C_{vmch} = 21.67 \text{ KJ/(K mole, K)}$$

$$\text{Alors } Q_{g\acute{e}} = 0,154 * (0.873 * 25.602 * 800 - 0.8415 * 21.67 * 293) = 1931.7716 \text{ kw}$$

$$q_{g\acute{e}} = \frac{Q_{ge}}{Q} 100$$

$$\text{Donc } q_{g\acute{e}} = \frac{1931.7716}{6547.875686} 100 = 29,50\%$$

3.1.3. Les pertes correspondantes à la combustion incomplète :

Dans notre Cas On peut négliger le taux des pertes correspondantes à la combustion incomplète en raison d'excès d'air ($\alpha > 1$) mais habituellement les pertes Q_{ci} par analyse complète de gaz:

$$Q_{ci} = 0 \text{ kw } q_{ci} = 0 \%$$

3.1.4 Les pertes de chaleur dans le système de refroidissement (Q_{ref}):

Se compose de deux parties :

- Pertes de chaleur avec l'eau de refroidissement de moteur Q_{er}
- Pertes de chaleur avec l'eau de refroidissement de l'air de suralimentation $Q_{sur}=0$

$$Q_{ref} = Q_{er} + Q_{sur}$$

Car notre moteur n'est pas suralimenté on peut écrire $Q_{ref} = Q_{er}$

La perte de chaleur dans le système de refroidissement se traduit par la formule suivante:

$$Q_{er} = M_{er} C_{pmer} (t''_{er} - t'_{er}) \quad (3.6)$$

Ou:

M_{er} : Débit massique d'eau de refroidissement du moteur [kg /s].

C_{pmer} : chaleur spécifique massique moyenne de l'eau [KJ/KmoleK]

t''_{er}, t'_{er} : Température de l'eau de refroidissement respectivement à l'entrée et à la sortie du moteur [°C]

Le débit volumique de la pompe à eau du moteur à examiner $V_{er} = 80 \text{ m}^3 / h$
la température de l'eau à la sortie du moteur

$$t''_{er} = 80^\circ\text{C}$$

L'augmentation de la température d'eau dans la moteur Diesel se trouve dans les limites

$\Delta t_{er} = 8^\circ\text{C}$ à 12°C On peut choisir $\Delta t_{er} = 10^\circ\text{C}$

Alors: $t'_{er} = t''_{er} - \Delta t_{er} = 80 - 10 = 70^\circ\text{C}$

- Le débit massique de la pompe à eau s'exprime par la relation: $M_{er} = V_{er} * \rho_e / 3600$
- La densité de l'eau (kg/m^3) est : $\rho_e = 1000.6 - 0.01393 t_m^{1.74}$
- La température moyenne de l'eau dans le moteur:

$$t_m^{er} = 0.5 * (t'_{er} + t''_{er}) = \frac{1}{2} * (70 + 80) = 75^\circ\text{C}$$

$$\rho_e = 1000.6 - 0.01393 (75)^{1.74} = 975.1 \text{ Kg/m}^3$$

Donc:

$$M_{er} = 80 \frac{975.1}{3600} = 21.668 \text{ Kg/s}$$

La chaleur spécifique massique moyenne à pression constante de l'eau à la température t_{er}^m est égale

$$C_{pm} = 4,174 + 0.0000142(t_{er}^m + 43)^2$$

$$C_{pm} = 4,371 \text{ KJ / (Kg } ^\circ\text{C)}$$

Alors on peut calculer la perte de chaleur avec l'eau de refroidissement du moteur

$$Q_{er} = 947,10 \text{ KW}$$

$$q_{er} = \frac{Q_{er}}{Q} 100 = 14,46 \%$$

3.1.5 .La perte de la chaleur dans l'huile de graissage :

(Q_h) Peut-être calculer de la même façon que Q_{er}

$$Q_h = M_h C_{pmh} (t''_h - t'_h) \quad (3.7)$$

Ou M_h : débit massique de l'huile Kg/s

C_{pmh} : Chaleurspécifique moyenne de l'huile [KJ/KmoleK]

t'_h : Température de l'huile à l'entrée du moteur [$^\circ\text{C}$]

t''_h : Température de l'huile à la sortie du moteur [$^\circ\text{C}$]

Le débit volumique de la pompe à huile de moteur à examiner $V_h = 95 \text{ m}^3/\text{h}$

La température de l'huile à la sortie du moteur $t''_h = 92 \text{ }^\circ\text{C}$

L'augmentation de la température d'huile dans le moteur DIESEL se trouve dans les limites

$\Delta t_h = 4^\circ\text{C}$ à 6°C , On choisit $\Delta t_h = 5^\circ\text{C}$

Alors : $t'_h = t''_h - \Delta t_h = 87^\circ\text{C}$

$$M_h = V_h * \rho_h / 3600$$

La densité de l'huile (kg/m^3) est :

$$\rho_h = 917 - 0,612t$$

La température moyenne de l'huile dans le moteur

$$t_m^{er} = 0.5 * (t_h' + t_h'') = \frac{1}{2} * (87 + 92) = 89,5^\circ C$$

La densité de l'huile à la température moyenne : $\rho_h = 917 - 0,612 t_h^m$

$$\rho_h = 862,226 \text{ kg/m}^3$$

On aura donc $M_h = 22,75 \text{ Kg/s}$

La chaleur spécifique massique moyenne à pression constante de l'huile à la température t_h^m est égale à :

$$C_{pmh} = 1,774 + 4.02 t_h^m$$

$$C_{pmh} = 2,13379 \text{ KJ/KgK}$$

Maintenant on peut calculer la quantité de chaleur avec l'huile de graissage :

$$Q_h = 242,7186 \text{ KW}$$

$$q_h = \frac{Q_h}{Q} 100 = 3,70683\%$$

3.1.6 Le terme résiduel :

Le terme résiduel du bilan englobe les pertes suivantes :

- ✓ Transmission de chaleur au milieu extérieur
- ✓ énergie cinétique inutilisée des gaz d'échappement
- ✓ erreurs diverses commises dans les mesures et les calculs.

Le terme résiduel se calcule par la formule suivante :

$$q_r = 100 - (q_e + q_{gé} + q_{ci} + q_{ref} + q_h)$$

$$q_r = 25,35317\%$$

$$Q_r = Q \frac{q_r}{100} = 1660,1 \text{ KW}$$

vérification

On va vérifier l'expression (3.1) en se basant sur les résultats de calculs obtenus:

$$Q = Q_e + Q_{gé} + Q_{ci} + Q_{ref} + Q_h + Q_r$$

$$Q = 1766,831 + 1931,7716 + 0 + 947,10 + 242,7186 + 1660,1 = 6548,5212 \text{ KW}$$

Les résultats de calcul de bilan sont regroupés dans le tableau (3.2)

Tableau III.2

<i>Composants du bilan thermique</i>	<i>Q_i[KW]</i>	<i>q %</i>
Quantité de chaleur produite par la combustion du combustible	1766,831	26,98
Perte de chaleur avec les gaz d'échappement	1931,7716	29,50
Les pertes correspondantes à la combustion incomplète Q_{ci}	0	0
Les pertes de chaleur dans le système de refroidissement (Q_{ref})	947,10	14,46
La perte de la chaleur dans l'huile de graissage	242,7186	3,70683
Le terme résiduel	1660,1	25,35317

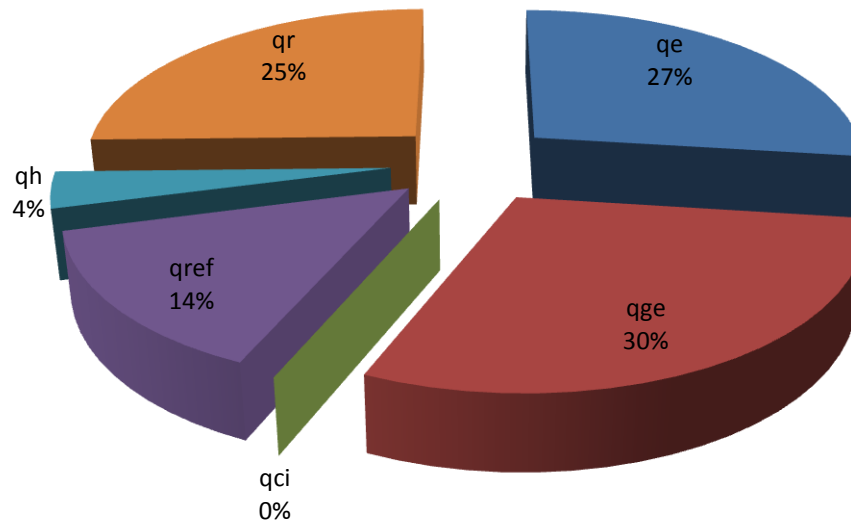


Fig.III-2: Bilan thermique

Interprétation et discussion :

Les résultats de calcul sont représentés dans le tableau 3.2 et illustrés par la figure 3.2.

D'après les résultats obtenus, on remarque que la quantité de chaleur produite par la combustion de combustible est de l'ordre de 26,98% par contre le reste de l'énergie thermique produite est dispatchée aux plusieurs pertes tel que la perte dans le système de refroidissement, de graissage, d'échappement des gaz etc.....

La perte de chaleur avec les gaz d'échappement est importante car elle est de l'ordre de 30% c'est-à-dire supérieure à celle du travail utile.

Toutes les valeurs obtenues appartiennent aux limites recommandées dans le tableau 3.1 sauf le terme résidu à des valeurs importantes environ 26% ce pourcentage est obtenu suite au manque des formules qui calculent avec précision ce terme.

Donc nous sommes dans l'obligation de chercher des solutions pour améliorer le pourcentage du travail utile q_e . c'est à dire améliorer les performances de notre moteur.

CONCLUSION GENERALE

Dans le domaine industriel, on cherche toujours à avoir un moteur puissant et économique.

L'analyse du bilan thermique du moteur permet d'illustrer les différentes pertes existant dans un moteur à combustion interne, ce dernier nous permet de proposer des solutions pour minimiser ces pertes.

Le sujet de notre étude, consiste à analyser le bilan thermique afin d'avoir le but cité auparavant.

D'après le plan de travail élaboré d'avance. Nous avons commencé premièrement par la présentation des particularités de construction du moteur ainsi que leur fonctionnement.

Dans le deuxième chapitre, nous avons effectué le calcul thermique du moteur d'après la méthode de V. GRENEVEISKY.

Dans le troisième chapitre nous avons effectué le bilan thermique du moteur. En se basant sur la version optimale nous avons calculé les différentes pertes de chaleur dans le moteur ensuite vérifié qu'elles appartiennent aux limites recommandées

On conclut qu'il y a une grande perte d'énergie ce qui influe énormément sur les performances de notre moteur.

Afin d'améliorer les performances de ce moteur et de minimiser les différentes forme de perte il est nécessaire de proposer des solutions tel que une étude sur les systèmes de refroidissement, de graissage ainsi une étude sur les moteurs suralimentés

On aurait voulu compléter ce travail par étudier un moteur suralimenté et faire une analyse de bilan thermique comparative avec le notre, mais le temps disponible n'était pas suffisant pour réaliser le volume de calculs et des analyses tellement grand.

Tous ces calculs peuvent être l'objet d'un autre projet

Références bibliographiques :**✓ Livres**

[1]- Didier. Jolivet, le moteur Diesel, Chataro et Associées, Dépôt légal n°: 823

[2]- V.Karakeian, Moteur a combustion interne, Boumerdes

[3]- Les moteurs à combustion interne, Adda BECHKOK, (module TEC369).

[4]- Thermodynamique Appliquée

[5] ZEMMAR Nabil(2009), Support de cours conversion d'énergie.

[6]V.GRENEVEISKY , calcul thermique de processus de fonctionnement

✓ Thèses et mémoires

[1]-NEDJAR Fares, TADJINI Yacine (2013) ; Analyse de l'influence des divers paramètres du cycle sur les performances d'un moteur DIESEL , université abeslaghrourKhenchela

[2]- ZEMMAR N, OUDNI Z(1994). Calcul d'un turbocompresseur de suralimentation d'un moteur DIESEL de puissance 2200KW, Mémoire d'Ingénieur d'état, Université larbi ben m'hidi Oum EL Bouaghi

[3]AOUNALLAH Amin, ARAAR Razkallah(2012), Etude Thermique, Cinématique, Dynamique d'un moteur diesel ; université AbesLaghrouKhenchela